

## 비선형 탄성커플링을 갖는 기관축계의 비틀림강제진동에 관한 연구

박희주\* · 박용남\*\* · 이돈출\*\*\* · 김의간\*\*\*\*

### A Study on the Forced Torsional Vibration of Engine Shafting Systems with Non-linear Elastic Couplings

H. J. Park, Y. N. Park, D. C. Lee, U. K. Kim

**Key words** : Non-linear Torsional Vibration(비선형 비틀림진동), Elastic Coupling(탄성커플링), Transfer Torque(전달토크), Chattering Phenomena(채터링 현상), Transfer Matrix Method(전달매트릭스법), Shafting System(축계), Torsional Stiffness(비틀림강성계수), Exciting Force(기진력), Damping Force(감쇠력)

#### Abstract

Marine reduction gears are usually used to increase the propulsion efficiency of propellers for ships powered by medium and small sized high speed diesel engines. Most of shaft systems adopt flexible couplings to absorb the transmitted vibratory torque from the engines to the reduction gears, and to prevent the chattering phenomenon of reduction gears. However, some elastic couplings show non-linear characteristics due to the variable torque transmitted from the main engines and the change of ambient temperature.

In this study, dynamic characteristics of flexible couplings are investigated, and their effects upon various vibratory conditions of propulsion systems are clarified. A calculation program of torsional vibration for the propulsion systems with highly elastic couplings has been developed. Results of the program developed are compared with ones of the existing linear method, and reliability of the program is confirmed. For analysis of forced torsional vibration of the propulsion systems with the elastic couplings, the transfer matrix method is adopted, which is found to give satisfied results.

\* (주)한국중공업 기술연구원 (원고접수일 : 97년 10월)

\*\* 양산대학 자동차과

\*\*\* (주)현대중공업 엔진사업부

\*\*\*\* 한국해양대학교 기계냉동자동차공학부

## 1. 서 론

중고속기관을 주기관으로 갖는 축계는 선박의 추진효율 향상을 위하여 감속장치를 장착하고 있다. 이러한 축계는 기관의 변동토크가 감속장치로 전달되는 것과 감속장치의 채터링을 방지하기 위하여 기관과 감속장치 사이에 탄성커플링을 설치하고 있다. 탄성커플링은 고무형과 스프링형이 있으며 비틀림진동으로 인한 과도한 토크 및 열부하로 인하여 파손되는 경우가 보고되고 있다.<sup>1)</sup>

탄성커플링에 관한 연구로는 1960년대에 Chartan<sup>2)</sup> 등이 탄성커플링의 동특성을 파악하여 비틀림진동을 해석하고 측정된 결과가 있으며, Ker Wilson<sup>3)</sup>은 탄성커플링을 사용하여 비틀림진동을 제어하는 방법을 발표하였다. 1970년대에는 Nakano<sup>4)</sup>, Koyama<sup>5)</sup>, Watanabe<sup>6)</sup> 등이, 1980년대에는 Macikowski<sup>7)</sup>, Bömer<sup>8)</sup>, Bektink<sup>9)</sup> 등이 고무형 탄성커플링에 대한 연구결과들을 발표하였다. 1990년대에는 기관의 출력 증대에 따라 탄성커플링의 손상사고가 증가하게 되었고, 이에 Sasaki<sup>10)</sup>, Kamata<sup>10), 11)</sup> 등은 탄성커플링의 동특성을 검토하고 진동해석 및 실선 측정결과를 발표하였다. 또한, 탄성커플링은 기관의 부하가 불균일하거나 실린더에 착화실패가 발생하면 손상되기 쉽다. 이에 관해서는 Mowers<sup>12)</sup> 등의 연구가 있다. 국내에서도 탄성커플링의 수요가 증가함에 따라 Lee<sup>13)</sup> 등은 스프링형인 Geislinger 커플링을 갖는 기관축계의 비틀림진동 특성에 대하여 발표하였다.

탄성커플링 중에는 축계의 전달토크, 가진주파수, 주변온도 및 진동토크에 따라 탄성커플링의 강성계수와 감쇠계수가 비선형특성을 갖는 경우가 있다. 그러나, 기존의 연구들은 이를 선형으로 간주하여 기관축계의 비틀림진동을 해석하고 있어 측정 결과와 상당한 차이가 있다. 따라서, 탄성커플링의 손상을 예방하고 기관축계의 내구성을 향상시키기 위해서는 탄성커플링의 비선형성을 고려하여 축계의 비틀림진동을 보다 정확하게 해석하고, 감속장치 및 탄성커플링에 작용하는 진동토크와 열부하를 정량적으로 해석할 필요가 있다.

본 연구에서는 선박의 기관축계에 사용되는 탄성커플링들의 동특성을 파악하고, 비선형 탄성커플링을 갖는 기관축계의 비선형 비틀림강제진동

해석을 위한 전산프로그램을 개발하고자 한다. 또한 기존의 선형계산 및 측정결과와 비교 고찰하여 개발한 전산프로그램의 신뢰성을 확인하고, 탄성커플링으로 비틀림진동을 제어하는 방법에 대하여 검토하고자 한다.

## 2. 탄성커플링의 동특성

### 2.1 탄성커플링의 강성계수

탄성커플링의 비틀림 동강성계수는 전달토크, 온도, 가진 주파수 등의 영향을 받으며, 이 중에서도 전달토크가 가장 큰 영향을 미친다. 탄성커플링의 비틀림 동강성계수는 제작사들이 대개 도표로 제시하고 있어 사용이 불편하다. 여기서는 중고속 기관 축계에 주로 사용되는 탄성커플링의 비틀림 동강성계수를 최소자승법을 이용하여 수식으로 정리하였다.

Fig. 1은 Holset사의 DCB 커플링의 단면 구조를 보인다. 이 커플링은 종·횡방향의 변형에 대한 적응력이 우수하며, 비틀림 동강성계수  $K_{dyn}$  은 식(1)과 같이 된다. 여기에 제작사에서 제시한 주변온도와 진동토크에 대한 보정계수를 곱하면, 실제 탄성커플링의 동강성계수  $K_{actual}$  은 식(2)와 같이 된다.<sup>14)</sup>

$$K_{dyn} = 0.1580 \times 10^6 - 0.1029 \times 10^2 T_{kw} + 0.3745 \times 10^{-2} T_{kw}^2 - 0.1090 \times 10^{-6} T_{kw}^3 \quad (1)$$

$$K_{actual} = K_{dyn} \cdot S_V \cdot S_T \quad (2)$$

$T_{kw}$ : 전달토크(KNm),  $S_V$ : 진동토크 보정계수,  $S_T$ : 온도 보정계수

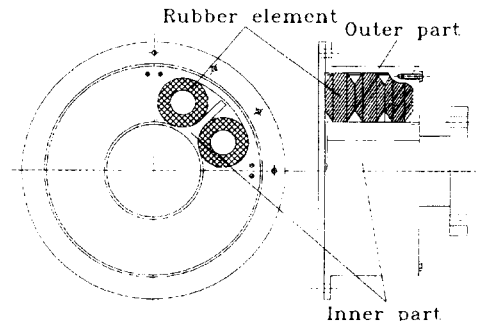


Fig. 1 Schematic diagram of the DCB coupling.

Vulkan사의 Vulastik - L 커플링은 합성고무형과 실리콘고무형 있으며, 저출력, 소형 고속기관에 주로 사용되고, 대개는 감속장치 속에 내장된다. 실리콘고무형은 합성고무형보다 낮은 강성계수를 갖는다. 합성고무형의 동강성계수는 선형으로 취급하나, 실리콘고무형은 식(3)과 같이 전달토크에 대한 3차식으로 계산된다.<sup>15)</sup>

$$K_{dyn} = 0.015 \times 10^6 - 0.192 \times 10^2 T_{k\omega} + 0.2137 \times 10^{-2} T_{k\omega}^2 - 0.0170 \times 10^{-6} T_{k\omega}^3 \quad (3)$$

Fig. 2와 같은 구조를 갖는 Vulkan사의 RATO 커플링과 Stromag사의 Triflex 탄성커플링의 동강성계수는 선형으로 계산하며, Vulkan사의 EZR 커플링의 동강성계수는 식(4)와 같이 비선형으로 계산된다.<sup>16)</sup>

$$K_{dyn} = 0.1050 \times 10^6 - 0.3125 T_{k\omega} + 0.2008 \times 10^{-3} T_{k\omega}^2 - 0.4029 \times 10^{-7} T_{k\omega}^3 + 0.1432 \times 10^{-11} T_{k\omega}^4 - 0.3045 \times 10^{-16} T_{k\omega}^5 \quad (4)$$

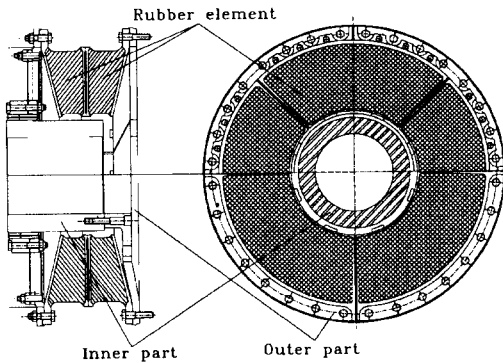


Fig. 2 Schematic diagram of the RATO coupling.

스프링형 탄성커플링으로는 Geislinger 커플링이 있다. 이 커플링은 고무형 탄성커플링과는 달리 내륜과 외륜사이에 스프링팩이 장착되어 있으며, 그 사이에 실리콘 오일이 충전되어 있다. 따라서 스프링의 강성과 실리콘유의 감쇠효과를 동시에 기대할 수 있으며, 스프링은 비교적 높은 온도에 견딜 수 있으므로 열부하에 대한 파손의 우려

가 적고 수명도 길다. 이 커플링의 비틀림 동강성계수는 고무형 탄성커플링에 비해 높은 값을 가지며, 제작사에서 식(5)와 같이 제시하고 있다.<sup>17)</sup>

$$K_{dyn} = K_{stat}(1.0 + 0.37 \omega/\omega_0) \quad (0 \leq \omega \leq \omega_0)$$

$$K_{dyn} = K_{stat}(1.1 + 0.27 \omega/\omega_0) \quad (\omega_0 \leq \omega) \quad (5)$$

$\omega$  : 가진주파수(rad/s),

$\omega_0$  : 커플링의 특성주파수(rad/s)

## 2.2 탄성커플링의 상대감쇠 및 열부하

탄성커플링의 제작사들은 커플링의 감쇠를 식(6)과 같이 상대감쇠(relative damping)  $\psi$ , 또는 동배율  $M$  으로 제시하고 있다. 상대감쇠  $\psi$ 는 탄성 변형에너지와 히스테리시스 손실에너지의 비로 된다.

$$\psi = 2\pi x = 2\pi \tan \epsilon = \frac{A_D}{A_E} = 2\delta = \frac{2\pi}{M} = \frac{4\pi C_R}{C_C} \quad (6)$$

$\delta$  : 대수감쇠율,  $M$  : 동배율,  $x = \tan \epsilon$  : 손실계수,  $C_R$  : 탄성커플링의 감쇠계수,  $C_C$  : 임계감쇠계수

고무형 탄성커플링의 상대감쇠는 고무의 제조과정 및 충전재에 따라 다르게 된다. 일반적으로 탄성커플링의 상대감쇠는 0.5~1.5 정도의 값을 가지며, 스프링형이 고무형보다, 전단전달형이 압축전달형보다 높은 값을 갖는다. 상대감쇠가 클수록 감쇠력이 증가하여 감속치차의 내구성은 증가하게 되나 탄성커플링의 내부온도는 올라가게 된다. 이 열을 외부로 원활하게 발산하지 못하면 내구성이 저하되므로 적절한 값을 갖는 탄성커플링을 선택해야 한다. 탄성커플링에 작용하는 전체 차수의 합성 열부하  $P_V$ 는 식(7)과 같이 계산된다.<sup>15), 16)</sup>

$$P_V = \sum \frac{\pi \psi}{4\pi^2 + \psi^2} \cdot \frac{T_{\omega}^2 \cdot i \cdot n}{K_{dyn}} \cdot \frac{\pi}{30} \text{ [KW]} \quad (7)$$

$T_{\omega}$  :  $i$  차에서의 진동토크,  $i$  : 차수,

$n$  : 기관의 매분회전수

### 3. 전달행렬법에 의한 감쇠강제 비틀림진동 해석

다자유도를 갖는 축계의 비틀림진동 해석법으로는 모드해석법<sup>18)</sup>, 기계적 임피던스법<sup>19)</sup>, 전달행렬법<sup>20)</sup> 등이 있으나, 비선형 탄성커플링을 갖는 축계와 같이 반복 계산이 요구되는 비틀림진동 해석에는 전달행렬법이 다른 해석법보다 계산 시간면에서 유리하다. 기관축계의 강제감쇠 비틀림 운동 방정식은 식(8)과 같이 된다.

$$[J]\{\ddot{\theta}\} + [C]\{\dot{\theta}\} + [K]\{\theta\} = \{T(t)\} \quad (8)$$

여기서  $[J]$ ,  $[C]$ ,  $[K]$ 는 각각 질량관성모멘트 행렬, 감쇠계수 행렬, 강성계수 행렬을 의미한다.  $\{T(t)\}$ 는 강제력을 나타내는 벡터이며 Fourier 급수로 표현할 수 있다.

질점  $J_{i-1}$  과  $J_i$  사이의 비틀림각  $\theta$ 와 전달토크  $t$ 의 관계는 식(9)와 같이 유도된다.

$$\begin{aligned} \theta_i^L &= \theta_{i-1}^R + \frac{t_{i-1}^R}{k_{i-1} + j\omega c_{i-1}} \\ t_i^L &= t_{i-1}^R \end{aligned} \quad (9)$$

$L$ : 질점의 좌측면,  $R$ : 질점의 우측면,  
 $t$ : 내부 토크,  $\omega$ : 각속도,  $\theta$ : 비틀림각변위,  
 $c_{i-1}$ : 상대감쇠계수,  $k_{i-1}$ : 비틀림강성계수

강제감쇠 비틀림진동은 외력이 작용하기 때문에 자유진동의 계행렬(field matrix)을 확장하여 정리하면 식(10)과 같이 된다. 여기서,  $\{Z_i\}$  는  $i$ 점의 상태량 벡터(state vector),  $[F]$  를 확장 계행렬이라고 한다.

$$\{Z_i\}^L = \begin{Bmatrix} \theta \\ t \\ 1 \end{Bmatrix}_i = [F]\{Z_{i-1}\}^R = \begin{bmatrix} 1 & \frac{1}{k_{i-1} + j\omega c_{i-1}} & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \theta \\ t \\ 1 \end{Bmatrix}_{i-1} \quad (10)$$

식(10)의 해는 복소수로 되므로 식(10)을 실수부와 허수부로 나누면, 식(11)과 같이 된다. 여기서 1, 2열은 실수부의 값을, 다음 3, 4열은 허수부의 값을 나타낸다.

정현과 하중  $t_{qi}(t) = T_{qi} \sin \omega t$  가 질점  $i$  에 작용한다고 하면, 질점 좌우의 비틀림 각변위는 같으므로 토크의 평형방정식은 식(12)와 같이 된다.

$$\{Z_i\}^L = \begin{Bmatrix} \theta \\ t \\ \theta \\ t \\ 1 \end{Bmatrix}_i = \begin{bmatrix} 1 & \frac{k_{i-1}}{k_{i-1}^2 + c_{i-1}^2 \omega^2} & 0 & \frac{c_{i-1} \omega}{k_{i-1}^2 + c_{i-1}^2 \omega^2} & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{-c_{i-1} \omega}{k_{i-1}^2 + c_{i-1}^2 \omega^2} & 1 & \frac{k_{i-1}}{k_{i-1}^2 + c_{i-1}^2 \omega^2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \theta \\ t \\ \theta \\ t \\ 1 \end{Bmatrix}_{i-1} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} t_i^R + t_{qi}(t) &= t_i^L + (-\omega^2 J_i + j\omega d_i + k_{di}) \theta_i^L \\ \theta_i^L &= \theta_i^R \\ t_{qi}(t) &: \text{외부토크, } d_i : \text{절대감쇠계수,} \\ k_{di} &: \text{베어링의 비틀림 강성계수} \end{aligned} \quad (12)$$

여기서 외부 토크  $t_{qi}(t)$ 를 우변으로 이항하면, 우변은 3개의 변수 ( $t_i^L$ ,  $\theta_i^L$ ,  $t_{qi}(t)$ )를 갖게 된다. 이를 정리하면 식(13)과 같이 되며,  $[P]$  를 확장 질점행렬(point matrix)이라고 한다.

$$\{Z_i\}^R = \begin{Bmatrix} \theta \\ t \\ 1 \end{Bmatrix}_i = [P]\{Z_i\}^L = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ -\omega^2 J_i + j\omega d_i + k_{di} & 1 & -t_{qi}(t) \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \theta \\ t \\ 1 \end{Bmatrix}_i \quad (13)$$

이 식도 앞에서와 마찬가지로 실수부와 허수부로 나누어 표기하면 식(14)와 같이 된다. 여기서도 1, 2열은 실수부를, 3, 4열은 허수부를 나타낸다.

$$\{Z_i\}^R = \begin{Bmatrix} \theta \\ t \\ \theta \\ t \\ 1 \end{Bmatrix}_i = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\omega^2 J_i + k_{di} & 1 & -\omega d_i & 0 & -t_{qi}(t) \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ \omega d_i & 1 - \omega^2 J_i + k_{di} & 1 & -t_{qi}(t) & \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \theta \\ t \\ \theta \\ t \\ 1 \end{Bmatrix}_i \quad (14)$$

따라서 질점간의 상태량 벡터는 식(11)과 식(14)로부터 식(15)와 같이 된다.

$$\begin{aligned} \{Z_i\}^R &= [P][F]\{Z_{i-1}\}^R, \text{ 또는} \\ \begin{Bmatrix} \theta \\ t \\ \theta \\ t \\ 1 \end{Bmatrix}_i &= \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} & a_{15} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} & -t_{qi}(t) \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} & a_{35} \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} & -t_{qi}(t) \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \theta \\ t \\ \theta \\ t \\ 1 \end{Bmatrix}_{i-1} \end{aligned} \quad (15)$$

$$\begin{aligned} a_{11} &= a_{33} = 1, a_{13} = a_{15} = a_{31} = a_{35} = 0, \\ a_{12} &= a_{34} = \frac{k_{i-1}}{k_{i-1}^2 + c_{i-1}^2 \omega^2}, \end{aligned}$$

$$a_{14} = -a_{32} = \frac{c_{i-1}\omega}{k_{i-1}^2 + c_{i-1}^2\omega^2},$$

$$a_{21} = a_{43} = -\omega^2 J_i + k_{di},$$

$$a_{22} = a_{44} = \frac{-k_{i-1}\omega^2 J_i + k_{i-1}k_{di} + c_{i-1}d_i\omega^2}{k_{i-1}^2 + c_{i-1}^2\omega^2} + 1,$$

$$a_{23} = -a_{41} = -\omega d_i,$$

$$a_{24} = \frac{d_i k_{di}\omega - c_{i-1}k_{di}\omega - c_{i-1}\omega^3 J_i}{k_{i-1}^2 + c_{i-1}^2\omega^2},$$

$$a_{42} = \frac{d_i k_{i-1}\omega - c_{i-1}k_{di}\omega + c_{i-1}\omega^3 J_i}{k_{i-1}^2 + c_{i-1}^2\omega^2}$$

이 식에서  $k_{di}$  는 상당히 작은 값을 가지므로 무시하여도 지장이 없다. 여기서 상태량 벡터는 위의 4행만이 의미 있는 값을 갖게 되고, 미지수는 4개지만 이중에 2개는 경계조건에 의하여 정해진다. 이를 이용하여 좌단의 경계조건으로 부터 순차로 각 요소의 전달행렬을 곱하면 전체 상태량의 응답을 구할 수 있다.

#### 4. 비선형 탄성커플링을 갖는 기관축계의 비틀림진동 고찰

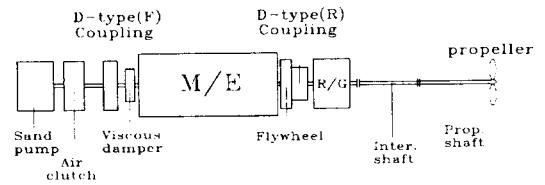
비선형 탄성커플링을 갖는 기관축계의 비틀림 강제진동을 전달행렬법으로 해석하는 전산프로그램을 개발하고, 이를 실제 기관축계에 적용하여 측정결과와 비교 고찰하였다.

##### 4.1 기관축계의 구성 및 등가진동계

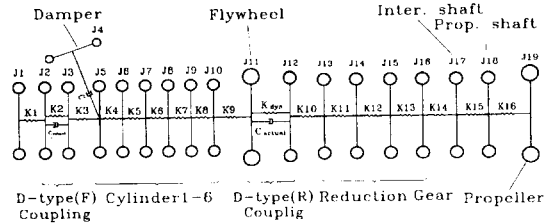
본 연구에서 대상으로 한 기관축계는 Fig. 3과 같이 기관의 전부에 모래준설용 펌프가, 후부에 추진장치가 연결되어 있다. 또한 클러치와 점성댐퍼 사이와, 플라이휠과 감속장치 사이에 각각 DCB 커플링(F)와 DCB 커플링(R)이 설치되어 있다. 감속장치는 R사의 W형으로 3.952 : 1의 감속비를 갖는다. 이 엔진의 주요사양은 Table 1과 같

**Table 1. Specification of the CAT3606 propulsion engine.**

Engine type	4 - stroke diesel engine
Output at M.C.R.	1,854 KW × 1,000 rpm
Cylinder bore	280 mm
Stroke	300 mm
No. of cylinder	6 EA
Conn. rod ratio(r/l)	0.2333
Reciprocating weight	68.36 kg
M.I.P.	23.6 bar



**Fig. 3 Shafting system for the CAT3606 propulsion engine.**



**Fig. 4 Equivalent mass system for the CAT3606 engine propulsion system.**

으며, 엔진의 전부와 후부에 장착된 DCB 커플링의 동특성은 Table 2와 같다.

이 기관축계를 Fig. 4와 같이 등가진동계로 모델링하였다. Fig. 4에서 J1은 PTO축에 연결된 에어클러치 내륜, J2, J3는 전부에 장착된 DCB 커플링(F)의 내륜과 외륜의 관성모멘트를 나타낸다. J4는 댐퍼의 관성링, J5~J10은 기관의 각 실린더, J11은 플라이휠, J12는 후부에 장착된 DCB

**Table 2. Dynamic characteristics of the DCB coupling(F).**

Type	Nominal torque (KNm)	Max. torque (KNm)	Vibratory torque (KNm)	Perm. power loss (KW)	Dynamic torsional stiffness (MNm/rad)			
					0.25T <sub>KN</sub>	0.5T <sub>KN</sub>	0.75T <sub>KN</sub>	1.0T <sub>KN</sub>
DCB(F)	14.67	44.01	5.50	0.400	0.158	0.241	0.353	0.469
DCB(R)	17.96	53.89	6.74	0.532	0.338	0.389	0.518	0.681

커플링(R)의 외륜의 관성모멘트를 나타내며, 커플링 내륜의 관성모멘트는 플라이휠에 포함하였다. J13~J16은 감속치차, J17는 중간축, J18은 프로펠러축, J19는 프로펠러의 관성모멘트를 나타낸다. 기관을 추진용으로 사용할 경우에 기관의 전부에 장착된 펌프는 에어클러치로 동력이 차단되므로 전부 커플링은 무부하 상태로 운전된다. 따라서 이때 전부 커플링의 강성계수는  $0.25T_{KN} = 0.158 \text{ MNm/rad}$  ( $T_{KN}$ 은 정격토크)을 취하였으며, 후부커플링의 강성계수는 기관의 전달토크에 따라 비선형 특성을 가지므로 식(2)를 적용하여 계산하였다.

4.2 해석결과와 측정결과와의 비교고찰

Fig. 3의 기관축계에 대한 비틀림 진동진폭을 비틀림 진동미터(B&K 2325), 속도 감지센서(B&K MM0024), FFT분석기(Onosokki CF360), 트래킹 필터(Onosokki CF0382)를 사용하여 PTO 축에서 측정하였다. 이 결과와 탄성커플링 제작사인 H사의 해석결과를 Fig. 5에 보인다.

H사의 비틀림강제진동은 탄성커플링의 강성계수를 부분부하와 전부하 2가지로 나누어 선형으로 해석하였다. 즉 기관회전수 250~650 rpm 범위는 부분부하로 간주하여 동강성계수를  $0.25T_{KN} = 0.338 \text{ MNm/rad}$  로, 650~1240 rpm 범위는 전부하로 간주하여 동강성계수를  $1.0T_{KN} = 0.672 \text{ MNm/rad}$  로 하였다. 그러나 Fig. 5에서와 같이 3절 1.5차 진동성분에 대한 실선의 계산결과와 점선의 측정결과가 상당한 차이를 보이고 있다. 이는 DCB 커플링이 전달토크에 따라 강성계수가 변하는 비선형특성을 갖고 있으나, 이를 고려하지 않고 선형으로 계산한 결과라고 판단된다.

탄성커플링의 강성계수가 축계의 고유진동수에 미치는 영향을 검토하기 위하여 기관 부하의 25%, 50%, 75%, 100%에 해당하는 탄성커플링의 강성계수로 기관축계의 고유진동수를 계산하였다. 이 결과를 Table 3에 보인다. 이를 검토하여 보면, 전달토크에 따라 1절 고유진동수는 22 rpm, 2절은 61 rpm, 3절은 380 rpm, 4절은 4 rpm 정도 차이가 있으며, 특히 3절 고유진동수가 탄성커플링의 강성계수에 크게 영향을 받고 있다. 이는 3절 진동

Table 3. Natural frequencies for the CAT3606 propulsion system according to the transfer torque.

No. of node	Calculated frequency (cpm)			
	0.25 $T_{KN}$	0.50 $T_{KN}$	0.75 $T_{KN}$	1.00 $T_{KN}$
1	495.46	501.60	510.92	517.13
2	601.34	613.49	639.45	662.50
3	1831.70	1894.55	2045.44	2211.28
4	4679.61	4680.24	4681.86	4683.90
5	6929.98	6929.98	6929.98	6929.98

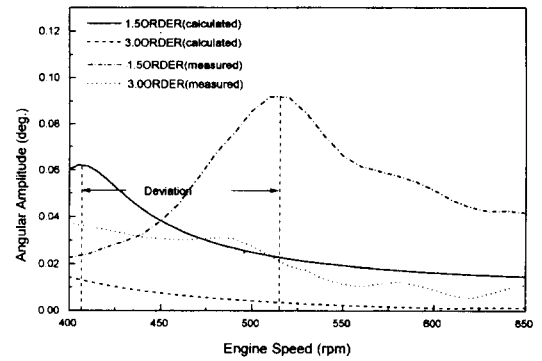


Fig. 5 Comparison between measured amplitudes and calculated ones by linear method.

모드의 절점이 탄성커플링에 위치한 결과이다.

이 기관축계에 대한 비틀림강제진동은 전달토크에 따른 탄성커플링의 비선형 동특성을 고려하여 구분선형법(piecewise method)으로 해석하였으며, 이 결과를 Fig. 6, Fig. 7에 보인다. 이들을 검토하여 보면, Fig. 5와는 달리 1.5차, 3차의 진동진폭이 측정치와 거의 일치하고 있어 본 연구에서 개발한 전산프로그램의 신뢰성과 탄성커플링의 비선형성 고려의 필요성을 확인할 수 있었다.

본 연구에서 개발한 전산프로그램을 이용하여 이 축계에 적용한 기관의 크랭크축 부가응력과 선단진폭을 계산하였으며, 이 결과를 각각 Fig. 8, Fig. 9에 보인다. 이들을 검토하여 보면 크랭크축의 선단진폭은 선급의 허용치를 만족하나, 연속최대회전수 부근에서 No. 3 크랭크스로우의 합성 부가응력(32 N/mm<sup>2</sup>)이 선급의 허용치(30 N/mm<sup>2</sup>)를 초과하고 있다. 이는 주로 4절 4.5차와 6차 성분에 기인한 것으로 Table 4에서 알 수 있듯이 4절 진동

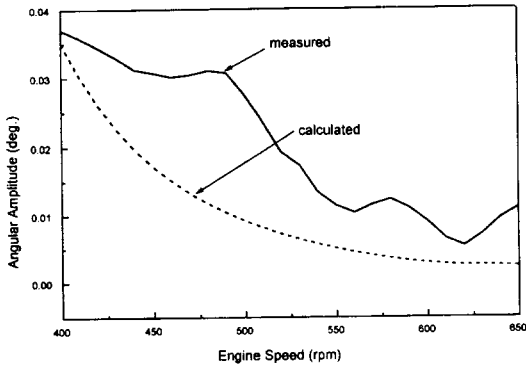


Fig. 6 Comparison between calculated amplitude by non-linear method and measured one. (3rd order)

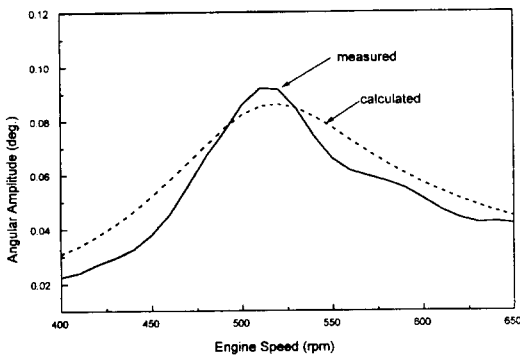


Fig. 7 Comparison between calculated amplitude by non-linear method and measured one. (1.5th order)

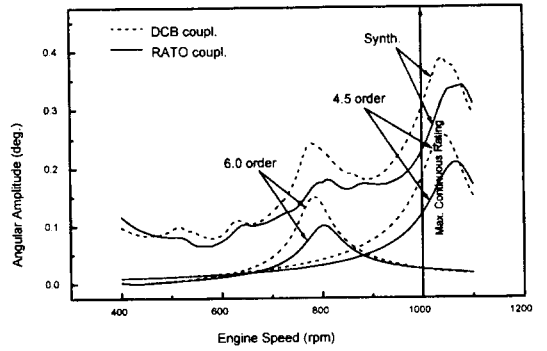


Fig. 8 Calculated amplitudes at the fore-end of crankshaft.

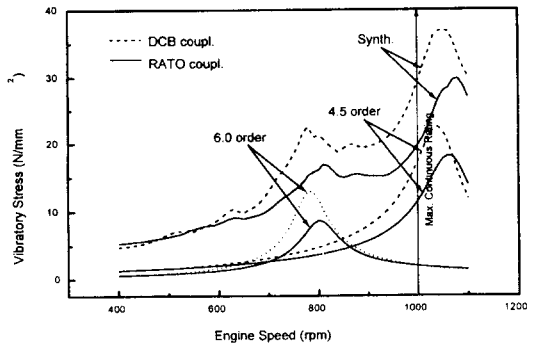


Fig. 9 Calculated additional stresses at the No. 3 crank-throw.

을 DCB 커플링으로 제어하기에는 한계가 있다.

이에 대한 대책으로는 높은 강성계수를 갖는 탄성커플링을 적용하는 것이 바람직하므로, 이런 특성을 만족하는 탄성커플링들을 선정하여 비틀림진동을 해석하고 분석한 결과, 이 축계에는 선형 특성을 갖는 RATO 커플링이 적합하였다. Table 4에 이 커플링의 동특성을, Fig. 8과 Fig. 9에 비틀림진동 계산결과를, Fig. 10에 커플링의 열부하 계산결과를 보인다. 이들을 검토하여 보면 연속최대 회전수 부근에서 문제로 되던 크랭크축의 부가응력이 계산결과 20 N/mm<sup>2</sup>로 효과적으로 감소하였고, 커플링에 작용하는 열부하 등도 허용치(580W)를 만족하고 있다.

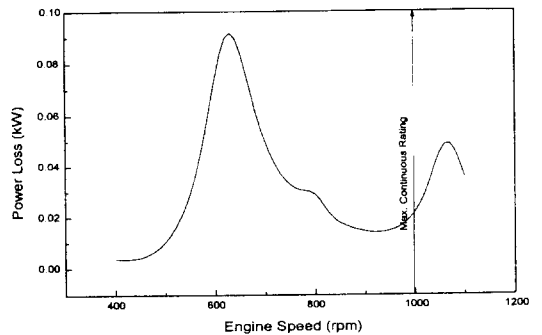


Fig. 10 Calculated power-loss for the RATO coupling(R).

**Table 4. Dynamic characteristics of the RATO coupling.**

Type	Nominal torque (KNm)	Max. torque (KNm)	Vibratory torque (KNm)	Perm. power - loss (KW)	Dynamic torsional stiffness (MNm/rad)
RATO(F)	12.50	37.50	3.13	0.360	0.375
RATO(R)	20.00	60.00	5.00	0.580	0.600

### 5. 결 론

### 참고문헌

본 연구에서는 탄성커플링의 동특성을 파악하고 비선형 탄성커플링을 갖는 기관축계의 비틀림진동을 해석하기 위한 전산프로그램을 개발하였다. 이를 이용하여 실선 축계의 비틀림강제진동을 해석하고 측정결과와 비교 고찰한 결과 본 전산프로그램의 신뢰성을 확인할 수 있었다. 이상의 결과를 요약하면 다음과 같다.

1) 커플링의 동특성에 영향을 미치는 인자로는 전달토크, 온도, 주파수 등이 있으며, 커플링의 강성계수는 전달토크에 크게 영향을 받음을 알 수 있다.

2) 비선형 탄성커플링을 갖는 기관축계를 선형으로 해석하면 측정결과와 상당한 오차가 발생 할 수 있으므로 축계 설계시에 이를 고려하여 비틀림진동을 해석하여야 한다.

3) 탄성커플링은 히스테리시스로 인한 열발생으로 용융파손될 수 있으므로 축계 설계시 탄성커플링의 열부하가 허용치를 만족하는지 검토해야 한다

4) 탄성커플링이 없는 축계에서는 주로 중간축, 프로펠러축의 부가응력이 검토 대상으로 되나, 탄성커플링을 갖는 축계의 비틀림진동은 크랭크축, 감속장치 및 탄성커플링의 부가응력이 문제로 될 가능성이 높으므로 설계시 주의하여야 한다.

### 후 기

본 연구는 한국학술진흥재단의 1996년도 학술연구조성비 지원으로 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

- 1) S. Sasaki and M. Kamata, "Design of Marine Diesel Propulsion System Including Highly - Elastic Couplings", NK Tech. Bulletin, p. 67, 1995.
- 2) C. Cartan and D. J. White, "Flexible Coupling for Marine Installations - Testing and Application", The Institute of Marine Engineers, p. 1, 1965.
- 3) W. K. Wilson, Practical Solution of Torsional Vibration Problems, Chapman & Hall, vol. 3, p. 325, 1968.
- 4) 中野英明, 中村陽一, 土居良規, 澤田弘, 鈴木忠機, "大容量かん脫形高彈性ゴム継手", 内燃機關, 第10卷 第12號, p. 115, 1971.
- 5) 小山陽一, 高須 績, "高彈性繼手採用ディーゼル機關のねじり振動の考察", 日本舶用機關學會誌, 第10卷 第2號, p. 183, 1975.
- 6) 渡 二郎, 大原信義, 小山陽一, "大形彈性繼手つきクラッチの開発", 住友重機械技報, 第22卷 第6號, p. 18, 1974.
- 7) H. Macikowski, "Testing Flexible Couplings", The Motor Ship, 1983. 11.
- 8) J. Böhmer, "Selection of Flexible Couplings with Linear and Non - linear Stiffness Characteristics", Diesel & Gas Turbine Worldwide, 1983. 5.
- 9) G. Bektink and G. Bakie, "Torsional Vibration Calculation Criteria", Marine Propulsion, 1983. 7.
- 10) 馬場宣裕, 城戸口秀典, 鎌田 實, 穂森繁弘, 佐々木千一, "船舶における推進軸系の實船計測", 日本海事協會誌, No. 218, p. 50, 1992.
- 11) 佐々木千一, 鎌田 實, "高彈性ゴム継手を含む舶用機關軸系のねじり振動(第1報:高彈性ゴム継手の損傷とねじり振動實測結果)", 日本海事協會誌, No.



222, p. 41, 1993.

- 12) G. P. Mowers, "Diesel Reduction Gear Design and System Considerations from a Torsional Vibration Viewpoint", Marine Technology, Vol. 20 No.2, p. 159, 1983.
- 13) 이돈출, 이병운, 박용남, "저속 2행정 디젤엔진의 가이스링거형 비틀림진동댐퍼 동특성 및 성능에 관한 연구", 한국박용기관학회지, 제16권 제5호, p. 17, 1992.
- 14) Holset Co., "LK, LKB, RB, DCB Flexible Couplings", 1992.
- 15) Vulkan Co., "Vulastik Highly Flexible Couplings", 1995.
- 16) Vulkan Co., "EZR Highly Flexible Couplings", 1992.
- 17) Geislinger Co., "Geislinger Elastic Damping Couplings", 1992.
- 18) 이강복, 남청도, 전효중, "모오드 해석법에 의한 박용 디젤기관 추진축계의 합성 비틀림진동에 관한 연구", 한국박용기관학회지, 제9권 제2호, p. 61, 1985.
- 19) 박용남, 전효중, "기계적 임피던스법에 의한 박용 디젤기관 추진축계의 합성 비틀림진동에 관한 연구", 한국박용기관학회지, 제10권 제2호, p. 46, 1986.
- 20) 이돈출, 박병학, 전효중, "전달매트릭스법에 의한 다지점 지지계의 연성 강제감쇠 횡진동 계산에 관한 연구", 한국박용기관학회지, 제14권 제2호, p. 16, 1991.

## 저 자 소 개



### 박희주(朴希株)

1970년 9월 25일생. 1995년 한국해양대학교 이공대 기계공학과 졸업. 1997년 동 대학원 기계공학과 졸업(석사). 현재 한국중공업(주) 기술연구원 진동연구팀 주임연구원



### 박용남(朴容男)

1961년 1월 11일생. 1983년 부산대학교 공대 기계공학과 졸업. 1986년 한국해양대학교 대학원 박용기관학과 졸업(석사). 1997년 한국해양대학교 대학원 기계공학과 졸업(박사). 현재 양산대학 자동차과 전임 강사



### 이돈출(李敦兪)

1959년 1월 9일생. 1981년 전남대학교 기계공학과 졸업. 1988년 한국해양대학교 대학원 선박기계공학과 졸업(박사). 현재 현대중공업(주) 엔진사업본부 엔진개발부 차장



### 김의간(金義玕)

1978년 한국해양대학교 기관학과 졸업. 1980년 한국해양대학교 대학원 박용기관학과 졸업(석사). 1988년 동경대학교 대학원 기계공학과 졸업(박사) 1982년-현재 한국해양대학교 이공대학 교수